

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Čtyřkolka LINHAI TORNADO 300

Four-Wheeler LINHAI TORNADO 300

Student:

Bc. Radek Čermák

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Čermák**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Čtyřkolka LINHAI Tornado 300
Four-Wheeler LINHAI Tornado 300**

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

V rámci závěrečné práce proveďte návrh diferenciálu a skříňové tuhé nápravy předmětného stroje, pokud možno se zachováním současné světlé výšky pod nápravou. V rámci řešení zpracujte také možnost uzávěrky diferenciálu a to alespoň v ideové rovině. Stejně tak promyslete vhodné umístění brzdových systémů. Proveďte potřebné pevnostní výpočty a napětíové analýzy. Pro navržené konstrukční řešení zpracujte výkresovou dokumentaci. Detailní specifikaci čtyřkolky, potřebné zátěžové stavy a další funkční a provozní parametry poskytne zadavatel – EVEKTOR, spol. s r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:


JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
LEINVEBER, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2018

.....
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2018


.....

podpis

Radek Čermák

Veselí nad Moravou, Milokošť, V Dědině č. 2, 698 01

Poděkování

Diplomová práce prezentuje znalosti nabyté v rámci projektu Institut čistých technologií těžby a užití energetických surovin - Projekt udržitelnosti. Identifikační kód: LO1406. Projekt je podporován Národním programem udržitelnosti financovaném ze státního rozpočtu ČR.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ČERMÁK, R. Čtyřkolka LINHAI Tornado 300: diplomová práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 73s. Vedoucí práce: Fries, J.

Cílem diplomové práce je rešerše legislativy, možnosti řešení a popis současného stavu stroje LINHAI Tornado 300. Zde provést návrh diferenciálu a skříně tuhé nápravy čtyřkolky s možným zachováním světlé výšky pod nápravou. Také zpracovat možnosti uzávěrky diferenciálu a to alespoň v ideové rovině. Dále zpracovat a navrhnout umístění brzdových systémů. K danému návrhu provést pevnostní výpočty a napěťové analýzy. Nakonec pro výsledné řešení zpracovat výkresovou dokumentaci.

ANNOTATION OF THE MASTER THESIS

ČERMÁK, R. Four-Wheeler LINHAI Tornado 300: Master Thesis. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machines and Desing, 2018, 73p. Thesis head: Fries, J.

The aim of the diploma thesis is to study the legislation. The next aim is to solve and describe the current state of the LINHAI Tornado 300 machine. There is also goal to make a design of the differential and a rigid axle of the four-wheeler with respect to keeping of the altitude difference below the axle. There is also effort to find out possibilities of the differential lock at least in the idea manner. The other aim is to propose and process the location of the braking systems. Design strength and stress analysis are also required within the main goals for the design. Finally, drawing documentation is prepared.

Definice použitých symbolů

Symbol	Vysvětlivka	Jednotka
P	Výkon	[kW]
b	Šířka ozubení	[mm]
b	Šířka pera	[mm]
b^{dif}	Šířka ozubení diferenciálu	[mm]
d	Průměr hřídele	[mm]
d_{pla}^{dif}	Roztečný úhel planety	[mm]
$d_{pla\ e}^{dif}$	Roztečný průměr planety vnějšího čela soukolí	[mm]
$d_{sat\ e}^{dif}$	Roztečný průměr satelitu vnějšího čela soukolí	[mm]
$d_{sat\ m}^{dif}$	Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení	[mm]
$d_{hna\ hři\ min}$	Minimální průměr hnacího hřídele	[mm]
$d_{pas\ min}$	Minimální průměr hřídele pastorku	[mm]
d_{pas}	Průměr roztečné kružnice vnějšího bodu pastorku kola	[mm]
$d_{pas\ p}$	Roztečná kružnice ve výpočtovém bodu P pastorku	[mm]
d_{tal}	Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení talířového kola	[mm]
$d_{tal\ p}$	Roztečná kružnice ve výpočtovém bodu talířového kola	[mm]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet	[-]
h	Výška zubu soukolí	[mm]
h_a^*	Jednotková výška hlavy ozubení	[mm]
h_f^*	Jednotková výška paty ozubení	[mm]
h_e^{dif}	Výška zubu ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{pla\ a\ e}^{dif}$	Výška hlavy zubu planety ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{pla\ a\ m}^{dif}$	Výška zubu planety ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{pla\ f\ e}^{dif}$	Výška paty zubu planety ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{pla\ f\ m}^{dif}$	Výška paty planety ve středu ozubení	[mm]
$h_{sat\ a\ e}^{dif}$	Výška hlavy zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{sat\ a\ m}^{dif}$	Výška zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{pla\ f\ e}^{dif}$	Výška paty zubu planety ve vnějším bodu soukolí	[mm]

$h_{pla\ f\ m}^{dif}$	Výška paty planety ve středu ozubení	[mm]
$h_{sat\ a\ e}^{dif}$	Výška hlavy zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{sat\ a\ m}^{dif}$	Výška zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{sat\ f\ e}^{dif}$	Výška paty zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí	[mm]
$h_{sat\ f\ m}^{dif}$	Výška paty satelitu ve středu ozubení	[mm]
$h_{nek\ a}$	Nekorigovaná výška paty zubu	[mm]
$h_{nek\ f}$	Nekorigovaná výška paty zubu	[mm]
$h_{pas\ a}$	Korigovaná výška hlavy zubu pastorku	[mm]
$h_{pas\ f}$	Korigovaná výška paty zubu pastorku	[mm]
$h_{tal\ a}$	Korigovaná výška hlavy zubu talířového kola	[mm]
$h_{tal\ f}$	Korigovaná výška paty zubu talířového kola	[mm]
H_f	Součinitel výšky paty zubu	[-]
i	Převodový poměr	[-]
k	pomocná hodnota pro výpočet ozubení	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_b	Poměrná vzdálenost výpočtového bodu od vnějšího čela	[kg·m ²]
K_F	součinitel přídavných zatížení	[-]
K_{HB}	Součinitel nerovnoměrnosti podélného zatížení	[-]
l	Délka pera	[mm]
L_e^{dif}	Kuželová vzdálenost vnějšího čela soukolí	[mm]
L_m^{dif}	Kuželová vzdálenost středu ozubení	[mm]
L_e	Kuželová vzdálenost vnějšího bodu soukolí	[mm]
L_i	Kuželová vzdálenost vnitřního bodu soukolí	[mm]
L_p	Kuželová vzdálenost výpočtového bodu P	[mm]
m_e^{dif}	modul ozubení vnějšího kola soukolí	[mm]
$M_{k\ hna\ hři}$	Kroutící moment hnacího hřídele	[N·m ⁻¹]
m_m^{dif}	Modul ve středu ozubení	[mm]
$M_{k\ pas}$	Kroutící moment pastorku	[N·m ⁻¹]
$M_{k\ tal}$	Kroutící moment talířového kola	[N·m ⁻¹]
$m_{m\ p}$	Normálový modul ve výpočtovém bodě soukolí	[mm]

m_n	Modul ozubení	[mm]
m_{te}	Tečný modul vnějšího bodu ozubení	[m]
m_{tm}	Tečný modul ve středu ozubení	[mm]
n	Otáčky	[ot/min]
n_{pla}^{dif}	Počet planet	[-]
n_{sat}^{dif}	Počet satelitů	[-]
Re_{pas}	Mez elasticity pastorku	[MPa]
r_{kw}	Zaoblení špičky nože	[-]
x_{pla}^{dif}	Jednotkové posunutí planety	[mm]
x_{sat}^{dif}	Jednotkové posunutí satelitu	[mm]
x_m	Výšková korekce soukolí	[mm]
z_p^{dif}	Počet zubů plochého kola	[-]
z_{pla}^{dif}	Počet zubů planety	[-]
z_{sat}^{dif}	Počet zubů satelitu	[-]
z_1	Počet zubu pastorku	[-]
z_2	Počet zubu talířového kola	[-]
z_p	Počet zubů plochého kola	[-]
z_w	Počet zubových skupin	[-]
α^{dif}	Úhel záběru soukolí	[°]
α_n	Normálový úhel záběru	[°]
α_t	Tečný úhel záběru	[°]
β_m	Úhel sklonu zubů	[°]
β_p	Úhel sklonu ve výpočtovém bodě soukolí	[°]
$\delta_{pla a}^{dif}$	Úhel hlavového kužele planety	[°]
$\delta_{pla f}^{dif}$	Úhel patního kužele planety	[°]
$\delta_{sat a}^{dif}$	Úhel hlavového kužele satelitu	[°]
$\delta_{sat f}^{dif}$	Úhel patního kužele satelitu	[°]
δ_{pla}^{dif}	Roztečný úhel planety	[°]
δ_{sat}^{dif}	Roztečný úhel satelitu	[°]

δ_{pas}	Roztečný úhel pastorku	[°]
δ_{tal}	Roztečný úhel talířového kola	[°]
η	Účinnost rozvodovky	[-]
$\theta_{pla\ a}^{dif}$	Úhel hlavy zubu planety	[°]
$\theta_{pla\ f}^{dif}$	Úhel paty zubu planety	[°]
$\theta_{sat\ a}^{dif}$	Úhel hlavy zubu satelitu	[°]
$\theta_{sat\ f}^{dif}$	Úhel paty zubu satelitu	[°]
Σ	Úhel os soukolí	[°]
σ	Napětí v tlaku	[MPa]
σ_D	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
σ_{flimb}	Mez únavy v ohybu odpovídající bazovému počtu zatěžujících cyklů	[MPa]
σ_{fp}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{hna\ hři}$	Dovolené napětí hnací poloosy	[MPa]
$\tau_{pas\ dov}$	Dovolené napětí v krutu pastorku	[MPa]
τ_D	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
ψ_L^{dif}	Součinitel šířky ozubení	[-]
ψ_d	Součinitel šířky ozubení	[-]
ψ_L	Součinitel šířky ozubení	[-]

Použitý software

Software	Charakteristika
Autodesk Inventor Professional 2016	3D konstrukce v oblastech CAD/CAM/CAE
Catia V5R20	3D konstrukce v oblastech CAD/CAM/CAE
MITCalc	Řešič návrhu ozubených kol

Obsah

Definice použitých symbolů	7
Použitý software	11
1 Úvod	13
1.1 Cíle práce	13
2 Rozdělení motorových vozidel kategorie L	14
3 Legislativa EU	16
4 Technická specifikace čtyřkolky LINHAI Tornado 300	17
5 Popis a funkce diferenciálu	21
5.1 Kuželový diferenciál	22
5.2 Uzávěrka diferenciálu	23
6 Rozdělení brzdových systémů	25
7 Návrh ozubení a diferenciálu	28
7.1 Návrh ozubení	28
7.2 Návrh diferenciálu	38
8 Návrh vlastního konstrukčního řešení	47
8.1 Návrh konstrukčního řešení	47
8.2 Minimální průměry hřídelí	51
8.3 Návrh ložisek	59
9 Závěr	61
10 Seznam použité literatury a zdrojů	62

1 Úvod

Čtyřkolky, malé motorové vozidla se čtyřmi koly podobné motocyklu, se už odedávna využívají v různých odvětvích dopravního průmyslu. Bývají navrženy zejména pro jízdu v terénu, kde mají výhodu své hmotnosti a rozměrů oproti terénním automobilům. Výhodu mají také oproti terénním motocyklům a to takovou, že pro řidiče je snazší ovládání čtyřkolky (držení stability v terénu). Lze na ní také přepravovat menší náklady. Čtyřkolky jsou využívány zejména v lesnictví, z důvodu jejich dobré prostupnosti terénem. Dostanou se na špatně přístupné místa i s menšími náklady nebo dokonce i s tažným vozíkem v případě větších nákladů.

Čtyřkolky, které jsou využívány na jízdu po zpevněných pozemních komunikacích, musí splňovat a projít homologací.

Ode dne 1. 1. 2016 byla stanovena podmínka, že čtyřkolé vozidlo bez diferenciálu nesmí na zpevněné pozemní komunikace. Tato podmínka se však týká pouze modelů vyrobených po roce 2017. Čtyřkolka LINHAI Tornado 300 diferenciál nemá a proto se jeho návrhem budu zabývat.

1.1 Cíle práce

Prvním z cílů této diplomové práce je základní seznámení s legislativou EU a následné seznámení se čtyřkolkou LINHAI Tornado 300, viz obr .1. Dále vypracování konstrukčního řešení čtyřkolky s diferenciálem a případnou uzávěrkou. V rámci řešení je třeba vypracovat podrobný konstrukční návrh a následně provést pevnostní výpočty a napětíové analýzy. Na závěr je zadáno zpracovat výkresovou dokumentaci.



Obr. 1 – LINHAI Tornado 300 [6]

2 Rozdělení motorových vozidel kategorie L

Seznam vozidel kategorie L

Motorová vozidla kategorie L jsou rozdělena do několika skupin a to podle zákona č. 56/2001 sb. ^[5] viz. Tab. 1.

Tab. 1 – Motorová vozidla kategorie L [5]

Základní rozdělení kategorie L		Detailní rozdělení		Zdvihový objem
Mopedy				
	LA	Dvoukolové mopedy		50cm ³
	LB	Tříkolové mopedy		50cm ³
	LB	Lehké čtyřkolky		50cm ³
Motocykly				
	LC	Motocykly		Objem dvoukolového mopedu “50cm ³ “
	LD	Motocykly s postranním vozíkem		Objem tříkolového mopedu “50cm ³ “
	LE	Motorové tříkolky		

		-	Motorové tříkolky	Objem tříkolového mopedu “50cm ³ “
		-	Čtyřkolky jiné než lehké	Nejvyšší maximální výkon 15KW
	LM	Motorové kolo		50cm ³

3 Legislativa EU

Legislativa EU stanovila požadavky na funkční bezpečnost vozidla a to v ohledu na bezpečné projíždění zatáčkami na komunikacích s pevným povrchem.

“Vozidla kategorie L musí být konstruována tak, aby se každé kolo mohlo vždy otáčet různou rychlostí, což umožní bezpečné projíždění ostrými zatáčkami na komunikacích s pevným povrchem. Pokud je vozidlo vybaveno uzamykatelným diferenciálem, jeho konstrukce musí být taková, aby byl ve výchozím nastavení odemčen ^[4].“

Aby byla splněna podmínka EU, je nutné navrhnout diferenciál nejlépe s uzávěrkou. Současné době se čtyřkolkám bez diferenciálu otáčí kola stejnou rychlostí a to způsobuje, že jde vozidlo do smyku.

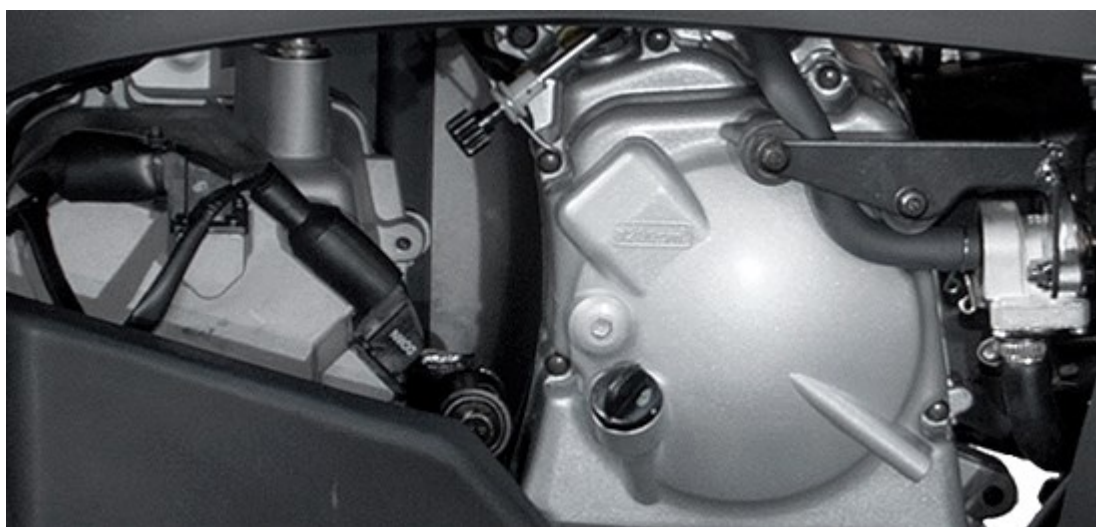
Všechny zbylé podmínky pro uvedení a využití čtyřkolky na pozemní komunikaci s pevným povrchem jsou splněny a to již přímo z výroby.

4 Technická specifikace čtyřkolky LINHAI Tornado 300

Technická specifikace je dána tabulkami umístěnými níže. V tab. 4.1 jsou vypsány informace o motoru, ke kterému náleží obr. 4.1. Dále následují tabulky s příslušnými obrázky specifikující hnací systémy tab. 4.2 a obr. 4.2, podvozek čtyřkolky tab. 4.3 a obr. 4.3, rozměry a hmotnosti tab. 4.4 a v poslední řadě další vlastnosti, viz tab. 4.5 [6].

Tab. 4.1 – informace o motoru [6]

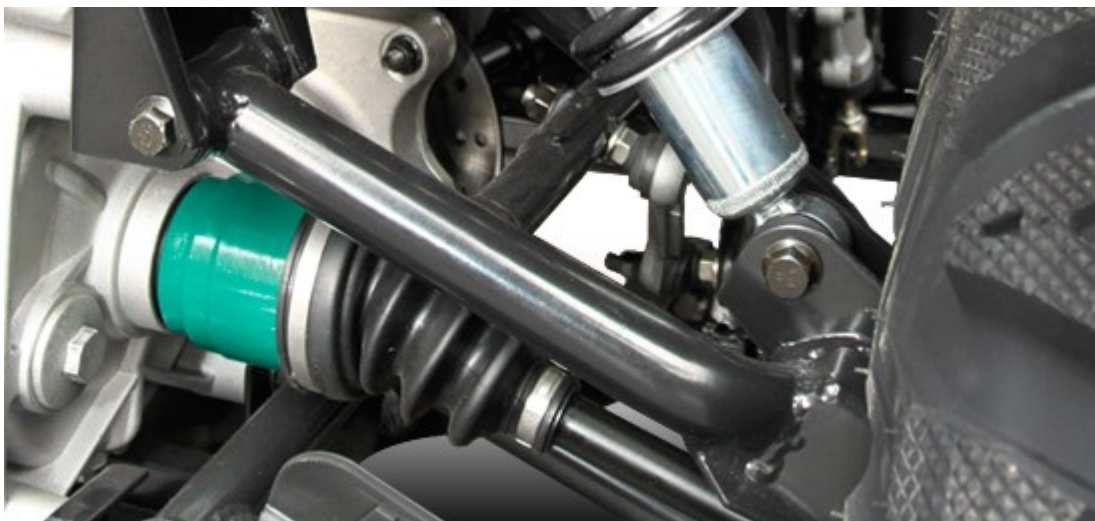
Typ	Čtyřtákní jednoválec SOHC
Objem	275cm ³
Vrtání x zdvih	ø 72.5 x 66.8 mm
Zapalování	CDI
Výkon	12,8 kW / 5500 ot./min.
Chlazení	Kapalinou + elektrický ventilátor



Obr. 4.1 – Motor [6]

Tab. 4.2 - Hnací systém [6]

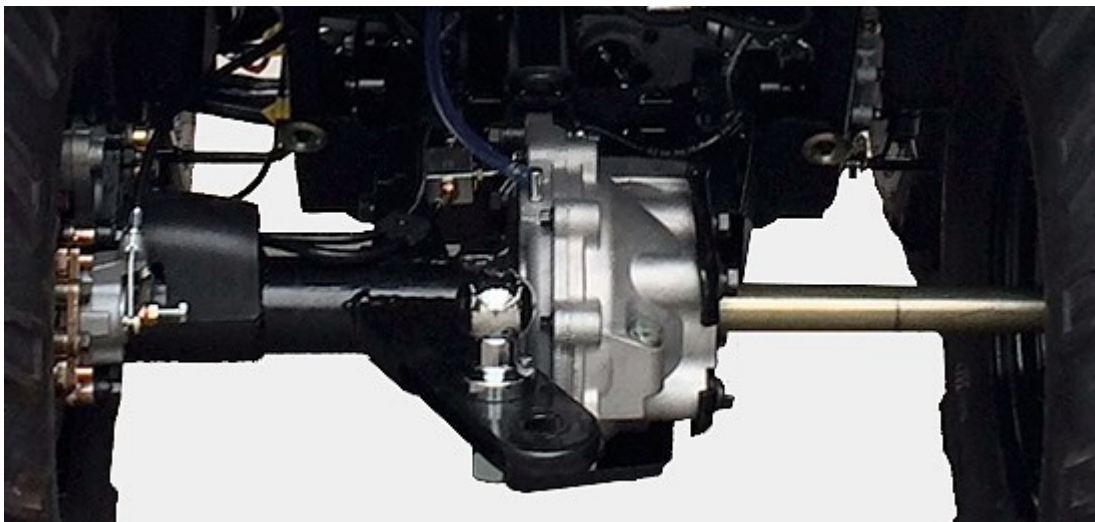
Pohon	2x4 / 4x4, elektricky přepínatelný
Převodovka	Automatická – CVT variátor se zpátečkou L/H/N/R
Koncový převod	Kardanovými hřídeli vpředu i vzadu



Obr. 4.2 – Hnací systém [6]

Tab. 4.3 – Podvozek [6]

Podvozek	
Zavěšení přední	Nezávislé, McPherson
Zavěšení zadní	Kyvná vidlice, pevná osa
Pérování přední	Hydraulické tlumiče
Pérování zadní	Hydraulické tlumiče
Brzdy přední	2x hydraulická kotoučová
Brzdy zadní	1x hydraulická kotoučová
Pneumatiky přední	AT25 x 8 -12
Pneumatiky zadní	AT25 x 10 – 12



Obr. 4.3 – Podvozek [6]

Tab. 4.4 – Rozměry a hmotnosti [6]

Celková délka	2015 mm
Celková šířka	1140 mm
Celková výška	1195 mm
Výška sedadla	865 mm
Světla výška	183 mm
Rozvor	1205 mm
Hmotnost bez náplní	295 kg
Palivová nádrž	14.5 l

Tab. 4.5 – Další vlastnosti [6]

Digitální multifunkční displej s funkcemi	Rychloměr, otáčkoměr, počítadlo ujeté vzdálenosti, počítadlo ujetých motohodin, digitální palivoměr, palubní hodiny, ukazatel teploty chladicí kapaliny
Kontrolky	Pohon 2WD/4WD, neutrál, zpátečka, ukazatele směru, dálkové světla

Výbava

Čtyřkolka je vybavena elektricky přiřaditelným pohonem 4x4, který zajišťuje optimální trakci na jakémkoliv povrchu, masivním předním ochranným rámem, robustním předním a zadním nosičem, ocelovými koly s kvalitními pneumatikami, elektrickým navijákem 3000lbs s dálkovým ovládáním, tažným zařízením, kryty páček a rukou, LED světly pro denní svícení, dvojitými projektorovými světlomety, zadními/brzdovými/směrovými světly s technologií LED a zadní opěrkou ^[6].

5 Popis a funkce diferenciálu

Obecně má diferenciál funkci přenašeče rozloženého kroutícího momentu na dvě odlišné hřídele a to zejména při změně poměru jejich otáček. Diferenciály se používají především u hnacích náprav, protože umožňují různou rychlost otáčení kol v zatáčkách.

Při průjezdu zatáčkou má vnitřní kolo (kolo s menším poloměrem zatáčení) menší obvodovou rychlost. Naopak vnější kolo (kolo s větším poloměrem zatáčení) má větší obvodovou rychlost.

V současné době se diferenciál používá u všech vozidel, které se mohou účastnit silničního provozu, ať už tím myslíme čtyřkolky, osobní nebo nákladní automobily.

Výhody diferenciálu

Při použití diferenciálu je odstraněna potíže s tím, že nejméně jedno z kol hnací nápravy projíždí zatáčku smykem. Varianta s diferenciálem zlepšuje stabilitu, kontrolu vozidla a také snižuje opotřebení pneumatik.

Nevýhody diferenciálu

Pokud se jedno z hnaných kol dotýká materiálu s velkým prokluzem (led) a druhé kolo se současně dotýká tuhého podkladu (beton) může dojít k tomu, že se při rozjezdu kolo na kluzkém povrchu dostává do prokluzu a kolo na tuhém povrchu zůstane stát. Kolo, které se protáčí, se bude protáčet dvakrát rychleji. Je to dáno tím, že diferenciál přirozeně udržuje oba vstupní momenty stejné a tudíž, když klesne hnací síla na kole s kluzkým povrchem, tak klesne hnací síla i na povrchu tuhém. To má důsledek na výrazně špatný rozjezd vozidla. Tato situace se většinou řeší uzávěrkou diferenciálu.

Diferenciály dělíme do tří základních skupin a to podle účelu, převodových kol a konstrukce.

Rozdělení diferenciálů

a) Podle účelu

- nápravové diferenciály
- mezinápravové diferenciály
- ústřední diferenciály

b) Podle převodových kol

- diferenciál s kuželovými koly
- diferenciál s čelními koly

c) Podle konstrukce

- diferenciál otevřený
- diferenciál s uzávěrkou
- diferenciál samosvorný
- diferenciál symetrický
- diferenciál nesymetrický

d) Další druhy diferenciálů

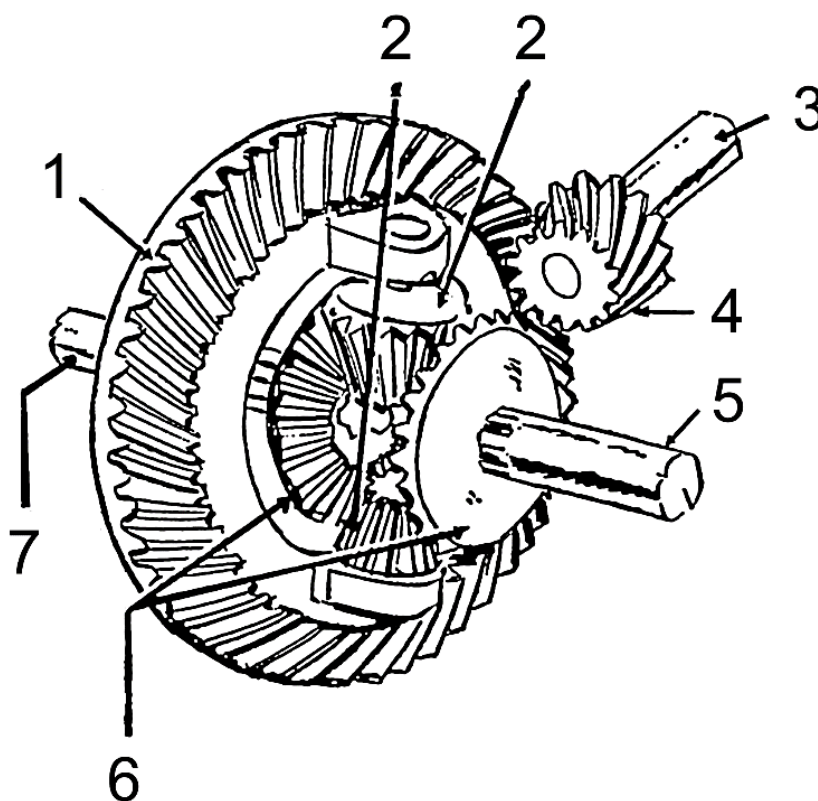
- diferenciál Borg-Warner
- diferenciál kolíčkový
- diferenciál Loc-O-Matic
- diferenciál s viskózní spojkou
- diferenciál Torsen
- diferenciál vačkový

Pro svou práci jsem zvolil diferenciál s kuželovými koly z důvodu přenosu úhlových kroutících momentů.

5.1 Kuželový diferenciál

Kuželový diferenciál obr. 5.1 má vyrovnávací soukolí vytvořené z kuželových kol s přímými zuby. Nosnou část celého ústrojí tvoří klec, která je přišroubovaná na hnané kolo stálého převodu – na talířovém kole. Hnací náprava (většinou automobilu) má dva hnací

hřídele kol. Hnací hřídel kol na jednou konci spojený s kolem vozidla a na druhém konci je připevněné planetové kolo diferenciálu. Mezi planetovými koly jsou na čepu uložena dvě nebo čtyři ozubené kola – satelity.



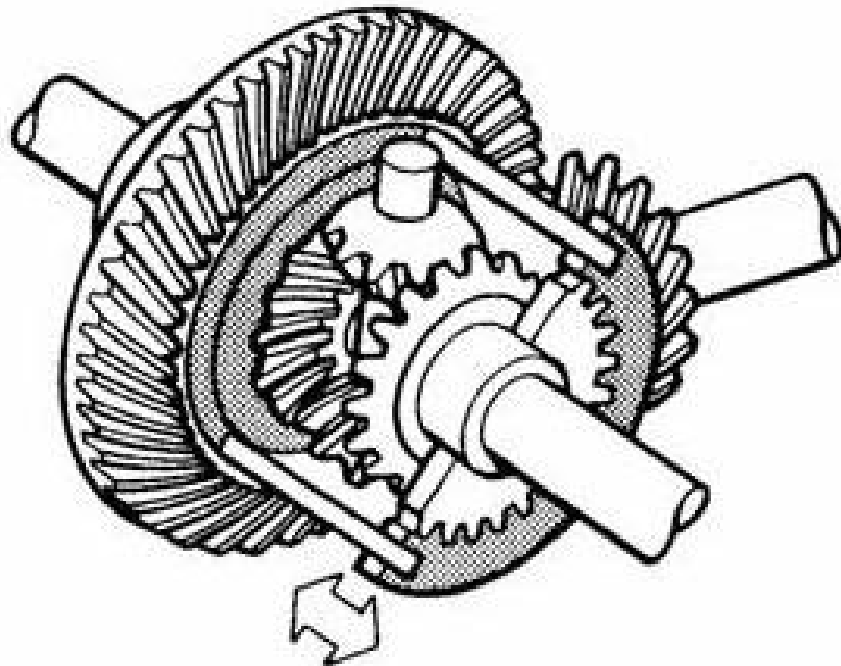
1 – talířové kolo, 2 - satelitní kola, 3 – výstupní hřídel, 4 – kuželové kolo, 5 a 7 – vstupní hřídele, 6 – planetová kola

Obr. 5.1 – náčrtek diferenciálu [5]

5.2 Uzávěrka diferenciálu

Někdy je důležité, kvůli přilnavosti (adhezi) vozovky, úplně vyřadit diferenciál. Pro tyto účely slouží uzávěrka diferenciálu. Její funkce spočívá v rozdělování přiváděného krouticího momentu na dva stejně velké výstupní krouticí momenty, pro levé a pravé kolo. Například vyřadit diferenciál je nutné při rozjezdu na ledu, sytkém materiálu nebo v bahně a jiných extrémních podmínkách. Uzávěrka diferenciálu vyřadí stupeň volnosti, a to tak, že zamezí otáčení satelitního kola. Tím se vyřadí funkce diferenciálu (přenos proměnných otáček na hřídel). Otáčky se levého i pravého kola se sjednotí a aktuální výstupní momenty závisí na reakčních podmínkách jednotlivých kol.

Uzávěrka diferenciálu obr. 5.2 bývá většinou zubová spojka, která je ovládaná mechanicky, hydraulicky (pneumaticky) nebo elektromagneticky.



Obr. 5.2 – Uzávěrka diferenciálu [7]

6 Rozdělení brzdových systémů

Rozdělení

- a) Kotoučové brzdy
- b) Bubnové brzdy

Kotoučové brzdy

Kotoučové brzdy obr. 6.1 se používají nejčastěji u osobních automobilů, motocyklů a čtyřkolek. Za jejich největší přednost je stálost brzdného účinku, která je dosažena lepším odvodem tepla z kotouče. V automobilovém průmyslu se používá především hydraulických kotoučových brzd [9],[10].

Výhody:

- z konstrukčního hlediska – přesnější, výkonnější a spolehlivější
- při dlouhodobém brždění dochází k velmi malé změně součinitele tření
- stálost brzdného účinku i při změnách teplot kovových částí brzdy
- lepší odvod tepla
- větší činná plocha – větší účinnost
- snadná údržba – výměna brzdových destiček
- nevyžadují žádné seřizování

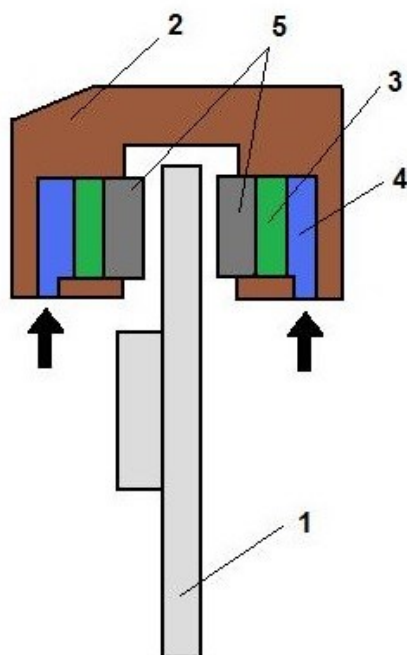
Nevýhody:

- drahá a nákladná výroba
- náchylnost na znečištění
- poměrně jednoduchá výměna

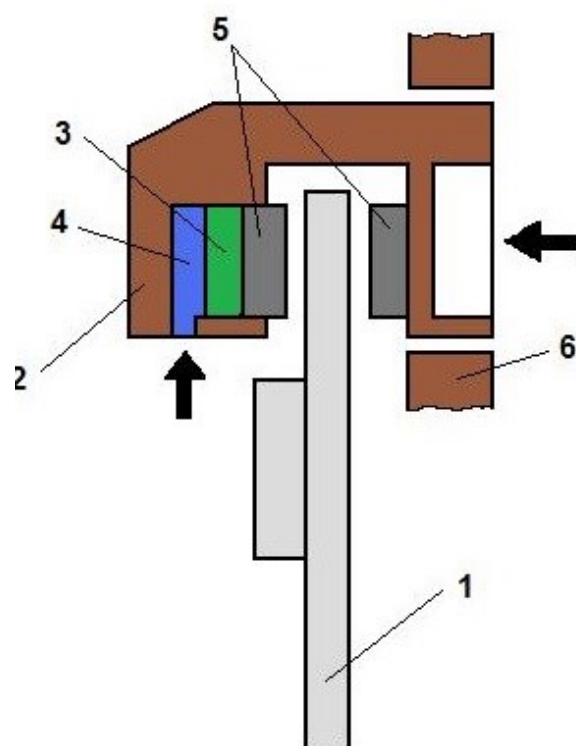


Obr. 6.1 – Kotoučová brzda [8]

Kotoučové brzdy jsou dále rozděleny na kotoučové brzdy s pevným třmenem obr 6.2 a kotoučové brzdy s plovoucím třmenem obr. 6.3.



Obr. 6.2 – Kotoučová s pevným třmenem [9]

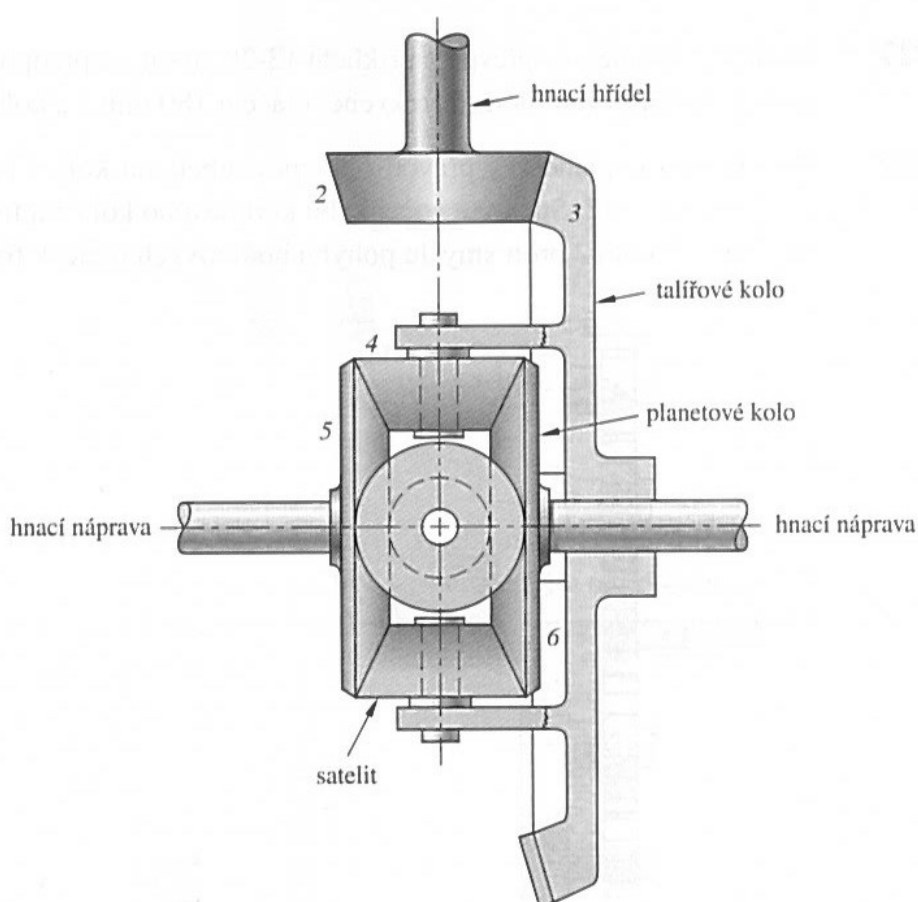


Obr. 6.3 – Kotoučová s plovoucím třmenem [9]

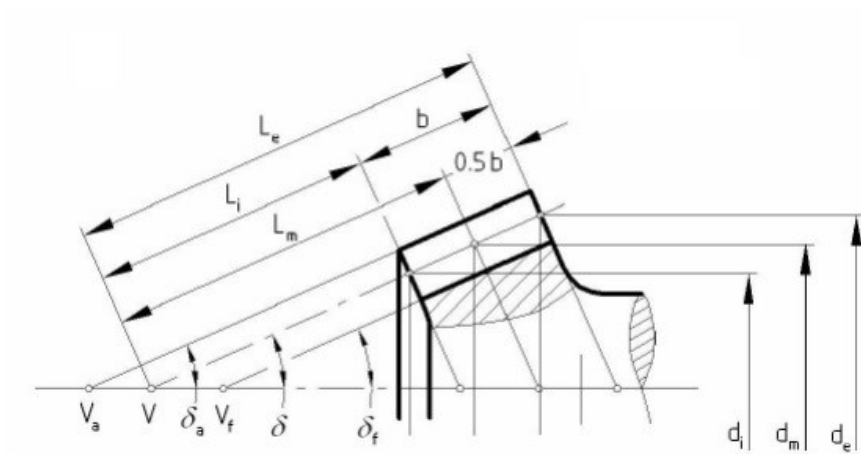
7 Návrh ozubení a diferenciálu

7.1 Návrh ozubení

Návrhem ozubení obr. 7.1 je realizován převod podélného výkonu na diferenciál. Jak již bylo zmíněno výše, volím diferenciál s kuželovými koly. Vstupními hodnotami pro návrh ozubení zadané čtyřkolky jsou výkon, otáčky a zvolený převodový poměr. Následně je počítáno se vstupními hodnotami a jednotlivými rozměry zobrazenými na obr. 7.2. Při návrhu ozubení jsem použil výpočetní program MITCalc a konstrukční program Autodesk Inventor 2016 pro kontrolu výpočtů.



Obr. 7.1 – Schéma diferenciálu (ozubení) [2]



Obr. 7.2 – stanovení rozměrů kuželového soukolí [3]

Vstupní hodnoty

$$P = 12,8 \text{ kW} = 12\,800 \text{ W}$$

$$n = 5500 \text{ ot/min}$$

$$i = 2,5$$

Krouticí moment na pastorku

$$M_{kpas} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (7.1)$$

$$M_{kpas} = \frac{12\,800}{2 \cdot \pi \cdot \frac{5500}{60}}$$

$$M_{kpas} = 22,22 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Materiál pastorku volím ČSN 12 051 ^[1]

$$z_1 = 16$$

Počet zubů talířového kola

$$z_2 = z_1 \cdot i \quad (7.2)$$

$$z_2 = 16 \cdot 2,5$$

$$z_2 = 40$$

Kroutící moment talířového kola

$$\eta = 0,95$$

účinnost rozvodovky

$$M_{ktal} = M_{kpas} \cdot i \cdot \eta \quad (7.3)$$

$$M_{ktal} = 22,22 \cdot 2,5 \cdot 0,95$$

$$M_{ktal} = 52,77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroutící moment hnacího hřídele

$$M_{k\ hna\ hři} = \frac{M_{k\ tal}}{2} \quad (7.4)$$

$$M_{k\ hna\ hři} = \frac{52,77}{2}$$

$$M_{k\ hna\ hři} = 26,39 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Návrh normálového modulu

$$b_{wF} = 0,9$$

$$K_A = 1$$

součinitel vnějších
dynamických sil

$$K_{H\beta} = 1,5$$

součinitel nerovnoměrnosti
podélného zatížení

Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb se vypočte dle následujícího vztahu.

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,5 = 1,5 \quad (7.5)$$

$$\sigma_{Flimb} = 352$$

mez únavy v ohybu
odpovídající básovému počtu
zatěžovaných cyklů přípustné
napětí v ohybu zubu

$$\sigma_{Fp} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 211,2 \quad (7.6)$$

$$M_{kpas} = 22,22 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kroutící moment pastorku

$$f_H = 18$$

pomocný součinitel pro
výpočet

Modulu ozubení

$$\psi_d = 0,9$$

součinitel šířky ozubení

$$z_1 = 16$$

počet zubů pastorku

$$z_2 = 40$$

počet zubů kola

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{Kpas}}{(\psi_d) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (7.7)$$

$$m_n = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 22,22}{(0,9 \cdot 16 \cdot 211,2)}}$$

$$m_n = 8 \text{ mm}$$

$$\alpha_n = 17,5^\circ$$

normálový úhel záběru

$$\beta_m = 30^\circ$$

úhel sklonu zubů

Tečný modul ve středu ozubení

$$m_{tm} = \frac{m_n}{\cos \beta_m} \quad (7.8)$$

$$m_{tm} = \frac{8}{\cos 30^\circ}$$

$$m_{tm} = 9,24 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení pastorku

$$d_{pas} = m_{tm} \cdot z_1 \quad (7.9)$$

$$d_{pas} = 9,24 \cdot 16$$

$$d_{pas} = 147,84 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení talířového kola

$$d_{tal} = m_{tm} \cdot z_2 \quad (7.10)$$

$$d_{tal} = 9,24 \cdot 40$$

$$d_{tal} = 369,6 \text{ mm}$$

Tečný úhel záběru

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\alpha_n}{\beta_m}\right) \quad (7.11)$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{17,5}{30}\right)$$

$$\alpha_t = 30,26^\circ$$

$$\psi_L = 0,285$$

součinitel šířky ozubení

Tečný modul vnějšího bodu ozubení

$$m_{te} = \frac{m_n}{(1 - 0,5 \cdot \psi_L) \cdot \cos \beta_m} \quad (7.12)$$

$$m_{te} = \frac{8}{(1 - 0,5 \cdot 0,285) \cdot \cos 30}$$

$$m_{te} = 10,77 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice vnějšího bodu pastorku

$$d_{pas} = z_1 \cdot m_{te} \quad (7.13)$$

$$d_{pas} = 16 \cdot 10,77$$

$$d_{pas} = 172,32 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice vnějšího bodu talířového kola

$$d_{tal} = z_2 \cdot m_{te} \quad (7.14)$$

$$d_{tal} = 40 \cdot 10,77$$

$$d_{tal} = 430,8 \text{ mm}$$

$$\Sigma = 90^\circ$$

Úhel os soukolí

Počet zubů plochého kola

$$z_p = \sqrt{z_1^2 + \left(\frac{z_2 + z_1 \cdot \cos \Sigma}{\sin \Sigma} \right)^2} \quad (7.15)$$

$$z_p = \sqrt{16^2 + \left(\frac{40 + 16 \cdot \cos 90}{\sin 90} \right)^2}$$

$$z_p = 43,08$$

Roztečný úhel pastorku

$$\delta_{pas} = \arcsin \left(\frac{z_1}{z_p} \right) \quad (7.16)$$

$$\delta_{pas} = \arcsin \left(\frac{16}{43,08} \right)$$

$$\delta_{pas} = 20,38^\circ$$

Roztečný úhel talířového kola

$$\delta_{tal} = \arcsin \left(\frac{z_2}{z_p} \right) \quad (7.17)$$

$$\delta_{tal} = \arcsin \left(\frac{40}{43,08} \right)$$

$$\delta_{tal} = 42,88^\circ$$

Kuželová vzdálenost vnějšího bodu soukolí

$$L_e = \frac{d_{tal}}{2 \cdot \sin \delta_{tal}} \quad (7.18)$$

$$L_e = \frac{430,8}{2 \cdot \sin 42,88}$$

$$L_e = 316,55 \text{ mm}$$

Šírka ozubení

$$b = 0,285 \cdot L_e \quad (7.19)$$

$$b = 0,285 \cdot 316,55$$

$$b = 90,22 \text{ mm}$$

$$k_b = 0,415$$

poměrná vzdálenost
výpočtového bodu od
vnějšího čela

Roztečná kružnice ve výpočtovém bodu P pastorku

$$d_{pasp} = d_{pas} - 2 \cdot k_b \cdot b \cdot \sin \delta_{pas} \quad (7.20)$$

$$d_{pasp} = 172,32 - 2 \cdot 0,415 \cdot 90,22 \cdot \sin 20,38$$

$$d_{pasp} = 146,24 \text{ mm}$$

Roztečná kružnice ve výpočtovém bodu P talířového kola

$$d_{talp} = d_{tal} - 2 \cdot k_b \cdot b \cdot \sin \delta_{tal} \quad (7.21)$$

$$d_{talp} = 430,8 - 2 \cdot 0,415 \cdot 90,22 \cdot \sin 42,88$$

$$d_{talp} = 379,85 \text{ mm}$$

Kuželová vzdálenost výpočtového bodu P

$$L_p = L_e - k_b \cdot b \quad (7.22)$$

$$L_p = 316,55 - 0,415 \cdot 90,22$$

$$L_p = 279,11 \text{ mm}$$

Kuželová vzdálenost vnitřního bodu soukolí

$$L_i = L_e - b \quad (7.23)$$

$$L_i = 316,55 - 90,22$$

$$L_i = 226,33 \text{ mm}$$

$$z_w = 5$$

Počet zubových skupin

$$r_w = 70,99$$

Hodnota odečtena z diagramu

Normálový modul ve výpočtovém bodě soukolí

$$m_{mp} = 2 \cdot \sqrt{\frac{L_p^2 - r_w^2}{z_p^2 - z_w^2}} \quad (7.24)$$

$$m_{mp} = 2 \cdot \sqrt{\frac{279,11^2 - 70,99^2}{43,08^2 - 5^2}}$$

$$m_{mp} = 12,63 \text{ mm}$$

Úhel sklonu ve výpočtovém bodě soukolí

$$\beta_p = \sin^{-1} \left(\frac{m_{mp} \cdot z_p}{2 \cdot L_p} \right) \quad (7.25)$$

$$\beta_p = \sin^{-1} \left(\frac{12,63 \cdot 43,08}{2 \cdot 279,11} \right)$$

$$\beta_p = 44,27^\circ$$

Nekorigovaná výška paty zubu

$$h_{nek a} = m_{mp} = 12,63 \text{ mm}$$

Nekorigovaná výška paty zubu

$$h_{nek f} = 1,15 \cdot m_{mp} \quad (7.26)$$

$$h_{nek f} = 1,15 \cdot 12,63$$

$$h_{nek f} = 14,52 \text{ mm}$$

Výška zubu soukolí

$$h = h_{nek a} + h_{nek f} \quad (7.27)$$

$$h = 12,63 + 14,52$$

$$h = 27,15 \text{ mm}$$

$$k = 0,94$$

$$r_{kw} = 1,15$$

pomocná hodnota pro
výpočet ozubení
zaoblení špičky nože

Součinitel výšky paty zubu

$$H_f = \left(\frac{(\sin \alpha_n)}{k \cdot \frac{L_p}{L_i} \cdot \cos \beta_p} \right)^2 \cdot L_i \cdot \tan \delta_{pas} + 0,65 \cdot r_{kw} \quad (7.28)$$

$$H_f = \left(\frac{\sin 17,5}{0,94 \cdot \frac{279,11}{226,33} \cdot \cos 44,27} \right)^2 \cdot 226,33 \cdot \tan 20,38 + 0,65 \cdot 1,15$$

$$H_f = 11,78 \text{ mm}$$

Výšková korekce soukolí

$$x_m = h_{nek f} - H_f \quad (7.29)$$

$$x_m = 14,52 - 11,78$$

$$x_m = 2,74 \text{ mm}$$

Korigovaná výška hlavy zubu pastorku

$$h_{pas\ a} = h_{nek\ a} + x_m \quad (7.30)$$

$$h_{pas\ a} = 12,63 + 2,74$$

$$h_{pas\ a} = 15,33\ mm$$

Korigovaná výška hlavy zubu talířového kola

$$h_{tal\ a} = h_{nek\ a} - x_m \quad (7.31)$$

$$h_{tal\ a} = 12,63 - 2,74$$

$$h_{tal\ a} = 9,89\ mm$$

Korigovaná výška paty zubu pastorku

$$h_{pas\ f} = h_{nek\ f} - x_m \quad (7.32)$$

$$h_{pas\ f} = 14,52 - 2,74$$

$$h_{pas\ f} = 11,78\ mm$$

Korigovaná výška paty zubu talířového kola

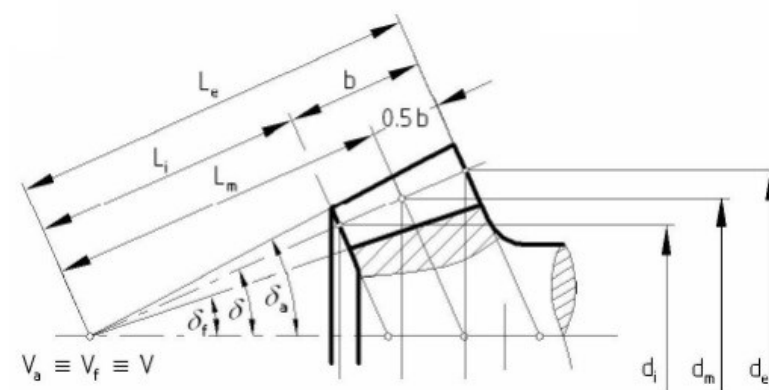
$$h_{tal\ f} = h_{nek\ f} + x_m \quad (7.33)$$

$$h_{tal\ f} = 14,52 + 2,74$$

$$h_{tal\ f} = 14,26\ mm$$

7.2 Návrh diferenciálu

Zvolil jsem si roztečný průměr planety $d_{pla}^{dif} = 100 \text{ mm}$. Počet zubů planety volím 22. Poté navrhnu a počítám rozměry podle obr. 7.3.



Obr. 7.3 - stanovení rozměrů kuželového soukolí [3]

$$\alpha^{dif} = 20^\circ$$

úhel záběru soukolí

$$n_{sat}^{dif} = 2$$

počet satelitů

$$n_{pla}^{dif} = 2$$

počet planet

$$z_{pla}^{dif} = 22$$

počet zubů planety

$$z_{sat}^{dif} = 12$$

počet zubů satelitu

Modul ve středu ozubení

$$m_m^{dif} = \frac{d_{plam}^{dif}}{z_{pla}^{dif}} \quad (7.34)$$

$$m_m^{dif} = \frac{100}{16}$$

$$m_m^{dif} = 6,25 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení

$$d_{sat\ m}^{dif} = z_{sat}^{dif} \cdot m_m^{dif} \quad (7.35)$$

$$d_{sat\ m}^{dif} = 12 \cdot 6,25$$

$$d_{sat\ m}^{dif} = 75\ mm$$

$$\psi_L^{dif} = 0,285$$

součinitel šířky ozubení

Modul ozubení vnějšího čela soukolí

$$m_e^{dif} = \frac{m_m^{dif}}{(1 - 0,5 \cdot \psi_L^{dif})} \quad (7.36)$$

$$m_e^{dif} = \frac{6,25}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)}$$

$$m_e^{dif} = 7,29\ mm$$

Kuželová vzdálenost vnějšího čela soukolí

$$L_e^{dif} = \frac{m_e^{dif}}{2} \cdot \sqrt{z_{sat}^{dif^2} + z_{pla}^{dif^2}} \quad (7.37)$$

$$L_e^{dif} = \frac{7,29}{2} \sqrt{12^2 + 22^2}$$

$$L_e^{dif} = 91,34\ mm$$

Šířka ozubení

$$b^{dif} = \psi_L^{dif} \cdot L_e^{dif} \quad (7.38)$$

$$b^{dif} = 0,285 \cdot 91,34$$

$$b^{dif} = 26,03\ mm$$

Kuželová vzdálenost středu ozubení

$$L_m^{dif} = L_e^{dif} - 0,5 \cdot b^{dif} \quad (7.39)$$

$$L_m^{dif} = 91,34 - 0,5 \cdot 26,03$$

$$L_m^{dif} = 78,325 \text{ mm}$$

Roztečný průměr satelitu vnějšího čela soukolí

$$d_{sat\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot z_{sat}^{dif} \quad (7.40)$$

$$d_{sat\ e}^{dif} = 7,29 \cdot 12$$

$$d_{sat\ e}^{dif} = 87,48 \text{ mm}$$

Roztečný průměr planety vnějšího čela soukolí

$$d_{pla\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot z_{pla}^{dif} \quad (7.41)$$

$$d_{pla\ e}^{dif} = 7,29 \cdot 22$$

$$d_{pla\ e}^{dif} = 160,38 \text{ mm}$$

Počet zubů plochého kola

$$z_p^{dif} = \sqrt{z_{sat}^{dif^2} + z_{pla}^{dif^2}} \quad (7.42)$$

$$z_p^{dif} = \sqrt{12^2 + 22^2}$$

$$z_p^{dif} = 25,06$$

Roztečný úhel kuželu satelitu

$$\delta_{sat}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{z_{sat}^{dis}}{z_p^{dif}} \right) \quad (7.43)$$

$$\delta_{sat}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{12}{25,06} \right)$$

$$\delta_{sat}^{dif} = 25,59^\circ$$

Roztečný úhel kuželu planety

$$\delta_{pla}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{z_{pla}^{dis}}{z_p^{dif}} \right) \quad (7.44)$$

$$\delta_{pla}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{22}{25,06} \right)$$

$$\delta_{pla}^{dif} = 41,28^\circ$$

Jednotkové posunutí satelitu

$$x_{sat}^{dif} = 2 \cdot \left(1 - \left(\frac{z_{sat}^{dif}}{z_{pla}^{dif}} \right)^2 \right) \cdot \sqrt{\frac{1}{z_{sat}^{dif}}} \quad (7.45)$$

$$x_{sat}^{dif} = 2 \cdot \left(1 - \left(\frac{12}{22} \right)^2 \right) \cdot \sqrt{\frac{1}{9}}$$

$$x_{sat}^{dif} = 0,468$$

Jednotkové posunutí planety (korekce VN)

$$x_{pla}^{dif} = -x_{sat}^{dif} = -0,468 \quad (7.46)$$

$$h_a^* = 1$$

jednotková výška hlavy
ozubení

Výška hlavy zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$h_{sat \ a \ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (h_a^* + x_{sat}^{dif}) \quad (7.47)$$

$$h_{sat \ a \ e}^{dif} = 7,29 \cdot (1 + 0,468)$$

$$h_{sat \ a \ e}^{dif} = 10,70 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu planety ve vnějším bodu soukolí

$$h_{pla\ a\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (h_a^* + x_{pla}^{dif}) \quad (7.48)$$

$$h_{pla\ a\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (1 + (-0,468))$$

$$h_{pla\ a\ e}^{dif} = 3,88\ mm$$

$$h_f^* = 1,25$$

jednotková výška paty
ozubení

Výška paty zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$h_{sat\ f\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (h_f^* - x_{sat}^{dif}) \quad (7.49)$$

$$h_{sat\ f\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (1,25 - 0,468)$$

$$h_{sat\ f\ e}^{dif} = 5,70\ mm$$

Výška paty zubu planety ve vnějším bodu soukolí

$$h_{pla\ f\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (h_f^* - x_{pla}^{dif}) \quad (7.50)$$

$$h_{pla\ f\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (1,25 - (-0,468))$$

$$h_{pla\ f\ e}^{dif} = 12,52\ mm$$

Výška zubu ve vnějším bodu soukolí

$$h_e^{dif} = m_e^{dif} \cdot (h_a^* + h_f^*) \quad (7.51)$$

$$h_e^{dif} = 7,29 \cdot (1 + 1,25)$$

$$h_e^{dif} = 16,40\ mm$$

Výška zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$h_{sat\ a\ m}^{dif} = m_m^{dif} \cdot (h_a^* + x_{sat}^{dif}) \quad (7.52)$$

$$h_{sat\ a\ m}^{dif} = 6,25 \cdot (1 + 0,468)$$

$$h_{sat\ a\ m}^{dif} = 9,18\ mm$$

Výška zubu planety ve vnějším bodu soukolí

$$h_{pla\ a\ m}^{dif} = m_m^{dif} \cdot (h_a^* + x_{pla}^{dif}) \quad (7.53)$$

$$h_{pla\ a\ m}^{dif} = 6,25 \cdot (1 + (-0,468))$$

$$h_{pla\ a\ m}^{dif} = 3,33\ mm$$

Výška paty satelitu ve středu ozubení

$$h_{sat\ f\ m}^{dif} = m_m^{dif} \cdot (h_f^* - x_{sat}^{dif}) \quad (7.54)$$

$$h_{sat\ f\ m}^{dif} = 6,25 \cdot (1,25 - 0,468)$$

$$h_{sat\ f\ m}^{dif} = 5,47\ mm$$

Výška paty planety ve středu ozubení

$$h_{pla\ f\ m}^{dif} = m_m^{dif} \cdot (h_f^* - x_{pla}^{dif}) \quad (7.55)$$

$$h_{pla\ f\ m}^{dif} = 6,25 \cdot (1,25 - (-0,468))$$

$$h_{pla\ f\ m}^{dif} = 10,74\ mm$$

Výška zubu ve vnějším bodu soukolí

$$h_e^{dif} = m_m^{dif} \cdot (h_a^* + h_f^*) \quad (7.56)$$

$$h_e^{dif} = 6,25 \cdot (1 + 1,25)$$

$$h_e^{dif} = 14,06\ mm$$

Hlavový průměr satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$d_{sat\ a\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (z_{sat}^{dif} + 2 \cdot (h_a^* + x_{sat}^{dif}) \cdot \cos \delta_{sat}^{dif}) \quad (7.57)$$

$$d_{sat\ a\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (12 + 2 \cdot (1 + 0,468) \cdot \cos 25,59)$$

$$d_{sat\ a\ e}^{dif} = 106,78\ mm$$

Hlavový průměr planety ve vnějším bodu soukolí

$$d_{pla\ a\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (z_{pla}^{dif} + 2 \cdot (h_a^* + x_{pla}^{dif}) \cdot \cos \delta_{pla}^{dif}) \quad (7.58)$$

$$d_{pla\ a\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (22 + 2 \cdot (1 + (-0,468)) \cdot \cos 41,28)$$

$$d_{pla\ a\ e}^{dif} = 128,24\ mm$$

Patní průměr satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$d_{sat\ f\ e}^{dif} = m_e^{dif} (z_{sat}^{dif} - 2 \cdot (h_f^* - x_{sat}^{dif}) \cdot \cos \delta_{sat}^{dif}) \quad (7.59)$$

$$d_{sat\ f\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (12 - 2 \cdot (1,25 - 0,468)) \cdot \cos 25,59$$

$$d_{sat\ f\ e}^{dif} = 123,40\ mm$$

Patní průměr planety ve vnějším bodu soukolí

$$d_{pla\ f\ e}^{dif} = m_e^{dif} \cdot (z_{pla}^{dif} - 2 \cdot (h_f^* - x_{pla}^{dif}) \cdot \cos \delta_{pla}^{dif}) \quad (7.60)$$

$$d_{pla\ f\ e}^{dif} = 7,29 \cdot (22 - 2 \cdot (1,25 - (-0,468))) \cdot \cos 41,28$$

$$d_{pla\ f\ e}^{dif} = 141,56\ mm$$

Úhel hlavy zubu satelitu

$$\theta_{sat\ a}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{sat\ a\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} \right) \quad (7.61)$$

$$\theta_{sat\ a}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{10,70}{91,34} \right)$$

$$\theta_{sat\ a}^{dif} = 6,73^\circ$$

Úhel hlavy zubu planety

$$\theta_{pla\ a}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{pla\ a\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} \right) \quad (7.62)$$

$$\theta_{pla\ a}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{3,88}{91,34} \right)$$

$$\theta_{pla\ a}^{dif} = 2,43^\circ$$

Úhel paty zubu satelitu

$$\theta_{sat\ f}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{sat\ f\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} \right) \quad (7.63)$$

$$\theta_{sat\ f}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{5,70}{91,34} \right)$$

$$\theta_{sat\ f}^{dif} = 3,58^\circ$$

Úhel paty zubu planety

$$\theta_{pla\ f}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{pla\ f\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} \right) \quad (7.64)$$

$$\theta_{pla\ f}^{dif} = \sin^{-1} \left(\frac{12,52}{91,34} \right)$$

$$\theta_{pla\ f}^{dif} = 7,88^\circ$$

Úhel hlavového kužele satelitu

$$\delta_{sat\ a}^{dif} = \delta_{sat}^{dif} + \delta_{sat\ a}^{dif} \quad (7.65)$$

$$\delta_{sat\ a}^{dif} = 25,59^\circ + 6,73^\circ$$

$$\delta_{sat\ a}^{dif} = 18,86^\circ$$

Úhel hlavového kužele planety

$$\delta_{pla\ a}^{dif} = \delta_{pla}^{dif} + \delta_{pla\ a}^{dif} \quad (7.66)$$

$$\delta_{pla\ a}^{dif} = 41,28^\circ + 5,60^\circ$$

$$\delta_{pla\ a}^{dif} = 35,68^\circ$$

Úhel patního kužele satelitu

$$\delta_{sat\ f}^{dif} = \delta_{sat}^{dif} - \delta_{sat\ f}^{dif} \quad (7.67)$$

$$\delta_{sat\ f}^{dif} = 25,59^\circ - 3,58^\circ$$

$$\delta_{sat\ f}^{dif} = 22,01^\circ$$

Úhel patního kužele planety

$$\delta_{pla\ f}^{dif} = \delta_{pla}^{dif} - \delta_{pla\ f}^{dif} \quad (7.68)$$

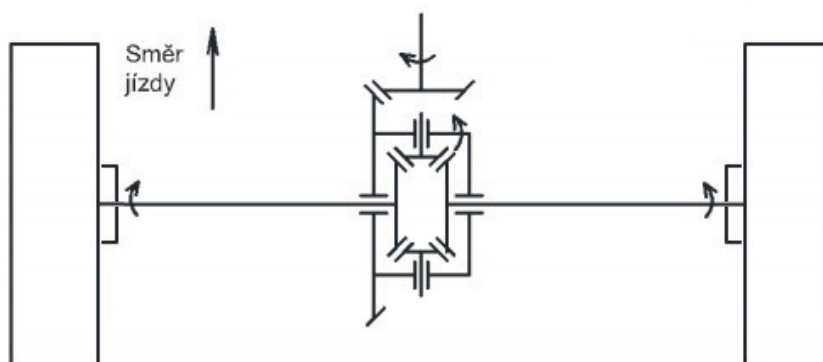
$$\delta_{pla\ f}^{dif} = 41,28^\circ - 7,88^\circ$$

$$\delta_{pla\ f}^{dif} = 33,4^\circ$$

8 Návrh vlastního konstrukčního řešení

8.1 Návrh konstrukčního řešení

Řešení je totožné jako u osobních automobilů, kde je převod zajištěn ozubeným převodem v rozvodovce. Tímto návrhem obr. 8.1 lze zajistit převodový poměr až do 5,5. Avšak s narůstajícím převodovým poměrem dochází k nárůstu talířového kola. V tomto případě se však tomuto důsledku snažím zabránit, protože je mým cílem zachovat světlou výšku vozidla a zanechat co nejvíce původních komponent.



Obr. 8.1 – Schéma konstrukčního řešení

Diferenciál

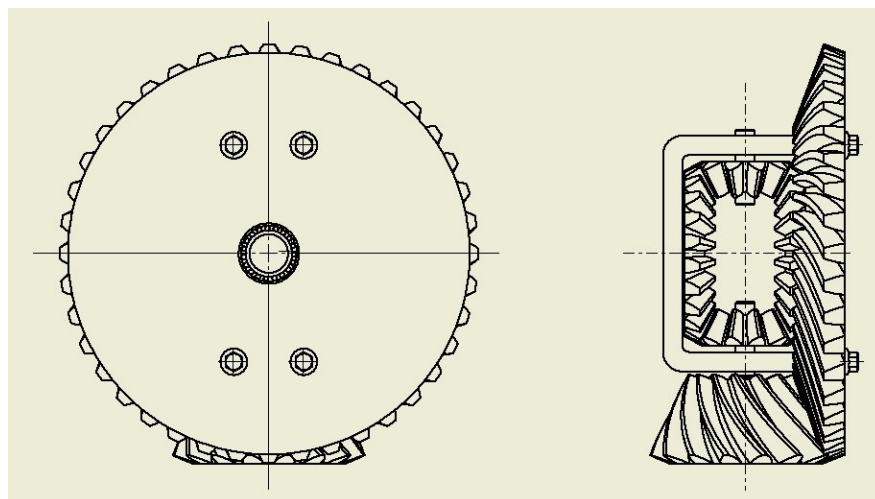
Diferenciál je složen ze tří ozubených soukolí. Hnacího pastorku, který pohání talířové kolo. K talířovému kolu je přišroubovaná klec diferenciálu, která se otáčí s ním. V kleci se nachází další ozubená soukolí, která jsou totožná. Jedná se o dva páry soukolí složené z planety a satelitu.

Skříň diferenciálu

Diferenciál je umístěn ve středu zadní nápravy, kde je uložen v ložiscích. Klec diferenciálu je rozdělená na dvě části a to proto, aby bylo umožněno snadné rozebrání a následné mazání.

Klec diferenciálu

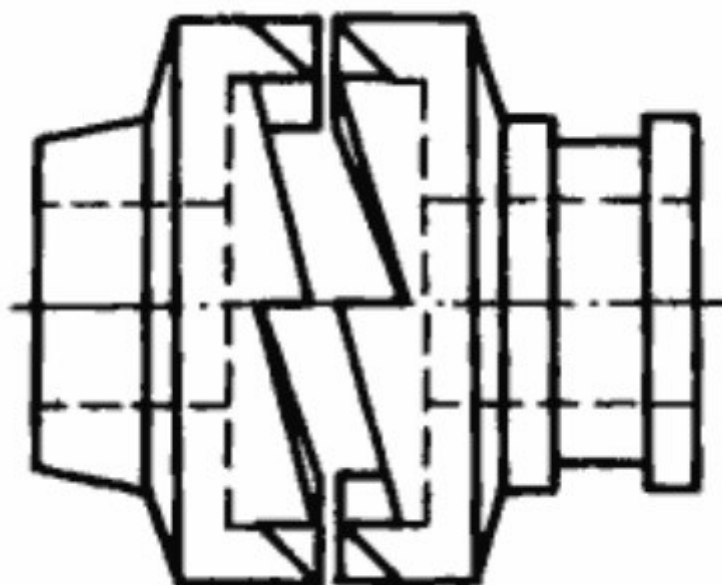
Klec diferenciálu obr. 8.2 je přišroubovaná čtyřmi šrouby M10x50 s přírubou. Dále se v ní nachází tři ložiska a to pro dva satelity a jednu planetu.



Obr. 8.2 – Klec diferenciálu

Uzávěrka diferenciálu

Uzávěrka diferenciálu neboli zubová spojka obr. 8.2 by byla ve skříni diferenciálu, kde by se při sepnutí spojila s klecí diferenciálu a tím vyřadila jeho funkci.



Obr. 8.2 – Schéma uzávěrky (výsuvné zubové spojky) [12]

Satelity diferenciálu

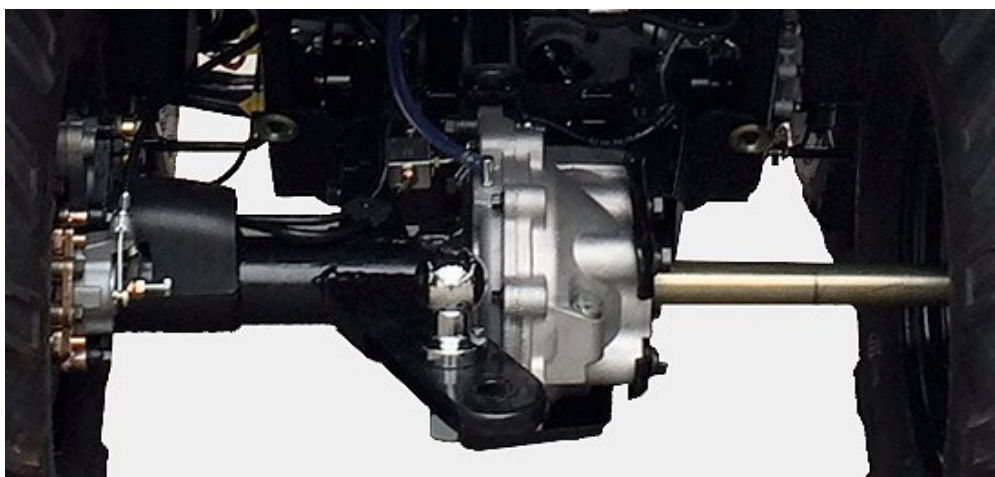
Satelity diferenciálu, jsou uloženy uvnitř klece na malé hřídelce, která je vsunuta do klece diferenciálu a tím je i současně zajištěna.

Planety diferenciálu

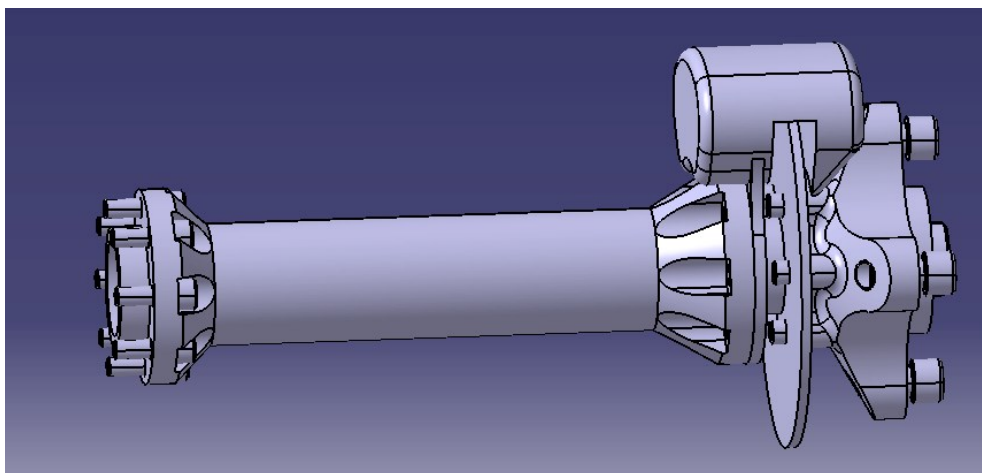
Planety diferenciálu jsou uloženy společně se satelity v kleci diferenciálu. Z planety diferenciálu je přenášén kroutící moment přímo na kola vozidla.

Brzdy

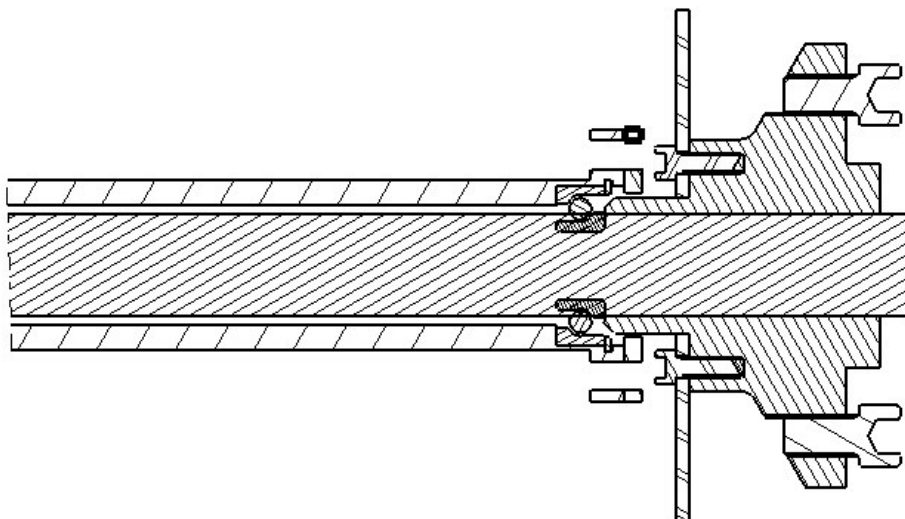
U původního řešení byla zvolena na zadní nápravě jedna hydraulická kotoučová brzda, viz obr 8.3. Protože jsme navrhovali diferenciál a tudíž každé kolo má své vlastní otáčky a rychlost, tak je nutné přiřadit tutéž samou brzdu i ke druhému kolu, viz obr. 8.4 a obr.8.5 - kotoučová brzda v řezu. Výsledkem bude to, že budeme moci dobrzdňovat každé kolo zvlášť.



Obr. 8.3 – Původní řešení pouze s jednou brzdou [6]



Obr. 8.4 – Umístění brzdy



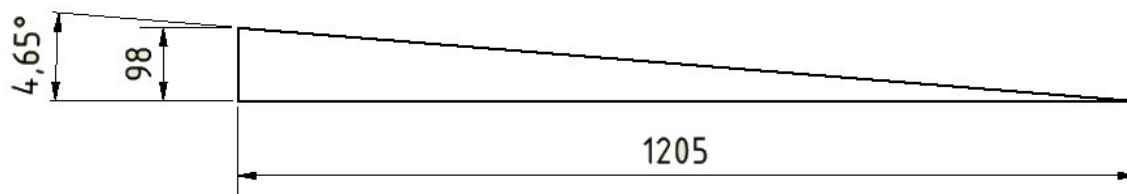
Obr. 8.3 – Umístění brzdy v řezu

Návrh tuhé nápravy

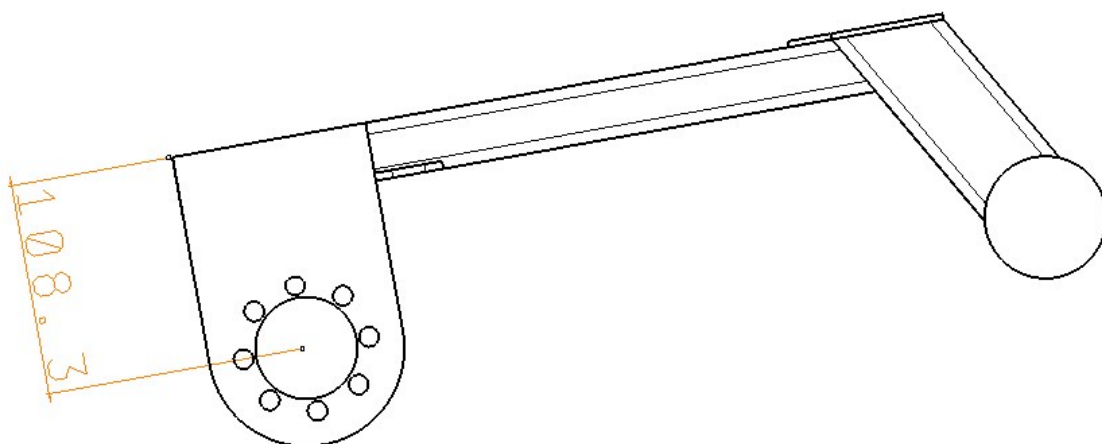
Tuhá náprava je přišroubována ke skříni diferenciálu šrouby. Uvnitř skříně je diferenciál se všemi náležitostmi. Na koncích nápravy jsou šrouby přišroubované kotoučové brzdy.

Světlá výška pod nápravou

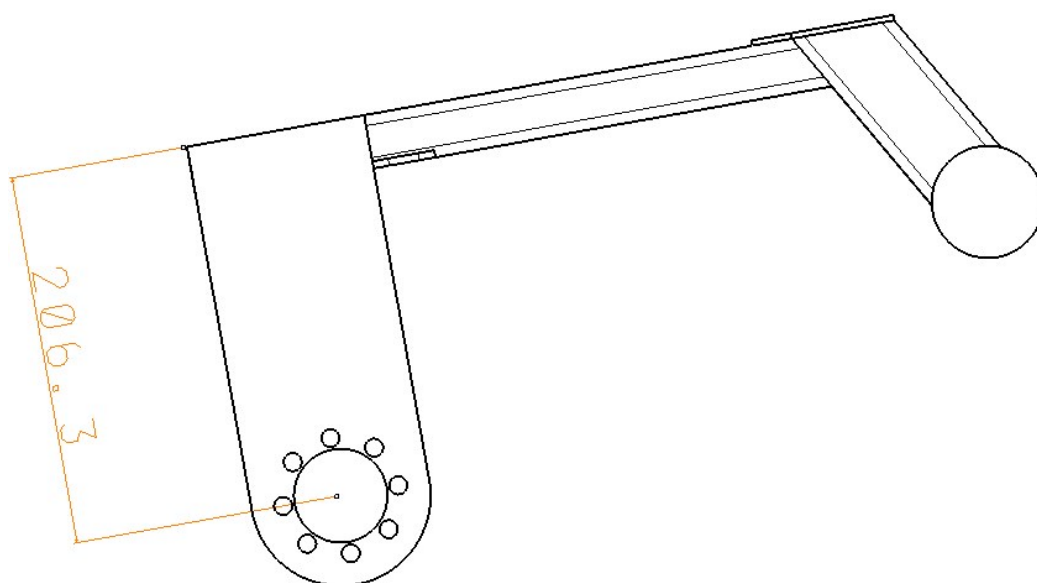
Při návrhu diferenciálu bylo dle zadání mým cílem zachování světlé výšky diferenciálu. U navrženého diferenciálu bohužel vychází větší průměr talířového kola a tudíž i větší skříň pro diferenciál. Zvětšená skříň by kolidovala s kyvnou vidlicí stroje. Původní kyvnou vidlici obr. 8.5 jsem upravil prodloužením úchytů, a to o 98 mm. Se zvětšenou skříní diferenciálu se zmenšila světlá výška a to o 43 mm, kde s prodlouženou kyvnou vidlicí obr. 8.6 se změnil sklon čtyřkolky a to o $4,65^\circ$. Úhel jsem dopočetl z rozvoru kol, který činí 1205 mm, a zmíněného prodloužení kyvné vidlice a to o 98 mm, viz obr. 8.4.



Obr. 8.4 – Naklonění o úhel $4,65^\circ$



Obr. 8.4 – Původní kyvná vidlice



Obr. 8.4 – Prodloužená kyvná vidlice

8.2 Minimální průměry hřídelí

V předchozí kapitole jsem navrhl kuželové ozubení a diferenciál. Nyní následuje návrh minimálních průměrů hřídelí.

Hřídel pastorku rozvodovky

Volím materiál ČSN 11 600 ^[1]

Minimální průměr hřídele pastorku je vypočten následovně.

$$R_{e\ pas} = 284\ MPa$$

Mez elasticity pastorku

Dovolené napětí v krutu pastorku

$$\tau_{pas\ dov} = \frac{R_{e\ pas}}{\sqrt{3}} \quad (8.1)$$

$$\tau_{pas\ dov} = \frac{284}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{pas\ dov} = 163,97\ MPa$$

Pevnostní rovnice krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16}} \leq \tau_{dov} \quad (8.2)$$

Z následující rovnice vyjádříme d_{min}^3

$$d_{min}^3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{dov}}} \quad (8.3)$$

Potřebné hodnoty pro výpočet minimálního průměru pastorku

$$K_A = 1,25$$

součinitel vnějších
dynamických sil

$$M_k = 22,22\ N \cdot m$$

kroutící moment pastorku

Nyní máme všechny hodnoty pro daný výpočet.

$$d_{pas\ min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_A \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{pas\ dov}}} \quad (8.4)$$

$$d_{pas\ min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,25 \cdot 22,22 \cdot 10^3}{\pi \cdot 163,97}}$$

$$d_{pas\ min} = 9,52\ mm$$

Z minimálního vypočteného průměru navrhují průměr ložisko $d_{pas\ B} = 30\ mm$. Nyní je stanovený průměr hřídele a může být zkontrolována na krut.

Kontrola hřídele na krut

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_D \quad (8.5)$$

$$\tau = \frac{22,22 \cdot 10^3}{W_k} = \frac{22,22 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}}$$

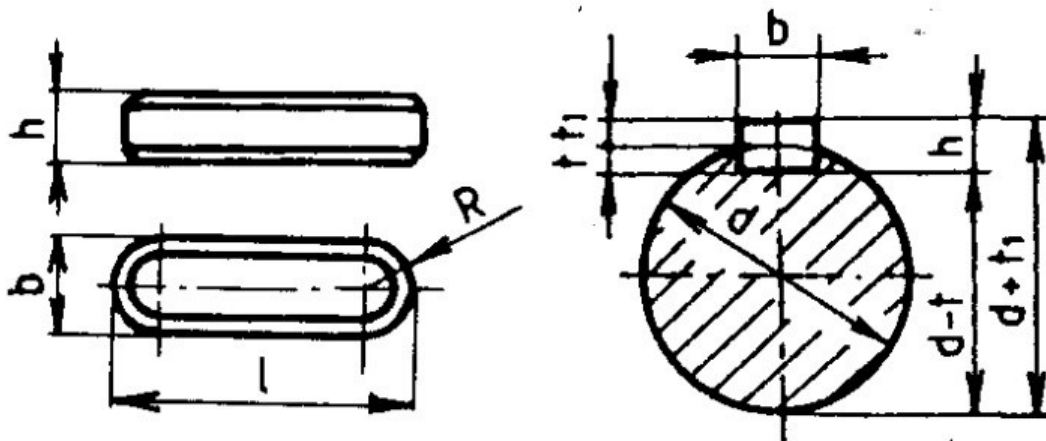
$$\tau = 4,2\ MPa \leq \tau_D$$

$$4,2 \leq 163,97 \dots \text{vyhovuje}$$

Na Hřídeli je také umístěno pero těsné podle normy ČSN 02 2562. Navrhují pero 8e7x7x70. Toto pero musí být také zkontrolováno na otláčení a na stříh.

Kontrola pera na otláčení

Schéma řezu k výpočtu je na obr.8.2



Obr. 8.2 – schéma pera na hřídeli v řezu [1]

$$\sigma_D = 460 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 2,9 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_k}{d_1 \cdot t_1 \cdot l} \quad (8.6)$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot 22,22 \cdot 10^3}{30 \cdot 2,9 \cdot 70}$$

$$\sigma = 7,3 \text{ MPa} \leq \sigma_D$$

$$7,3 \leq 460 \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola pera na střih

$$\tau_D = 307 \text{ MPa}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l} \quad (8.7)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 22220}{30 \cdot 8 \cdot 20}$$

$$\tau = 9,3 \text{ MPa} \leq \tau_D$$

$$9,3 \leq 307 \dots \text{vyhovuje}$$

Hnací hřídele planet

Materiál hnacího hřídele volím ČSN 11 600 [1]

$$R_{e\text{ pas}} = 284 \text{ MPa}$$

Mez elasticity hnací hřídele

Dovolené napětí hnací poloosy

$$\tau_{hna\ hři} = \frac{Re_{hna\ hři}}{\sqrt{3}} \quad (8.8)$$

$$\tau_{hna\ hři} = \frac{284}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{hna\ hři} = 163,97\ MPa$$

$$M_{k\ hna\ hři} = 22,22\ N \cdot m$$

Kroutící moment hnacího
hřídele

Minimální průměr hnacího hřídele

$$d_{hna\ hři\ min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_A \cdot M_{k\ hna\ hři}}{\pi \cdot \tau_{hna\ hři\ dov}}} \quad (8.9)$$

$$d_{hna\ hři\ min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,25 \cdot 22,22 \cdot 10^3}{\pi \cdot 163,97}}$$

$$d_{hna\ hři\ min} = 9,52\ mm$$

Volím průměr $d_{hna\ hři} = 30\ mm$.

Kontrola hřídele na krut

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq P_D \quad (8.10)$$

$$\tau = \frac{22,22 \cdot 10^3}{W_k} = \frac{22,22 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}}$$

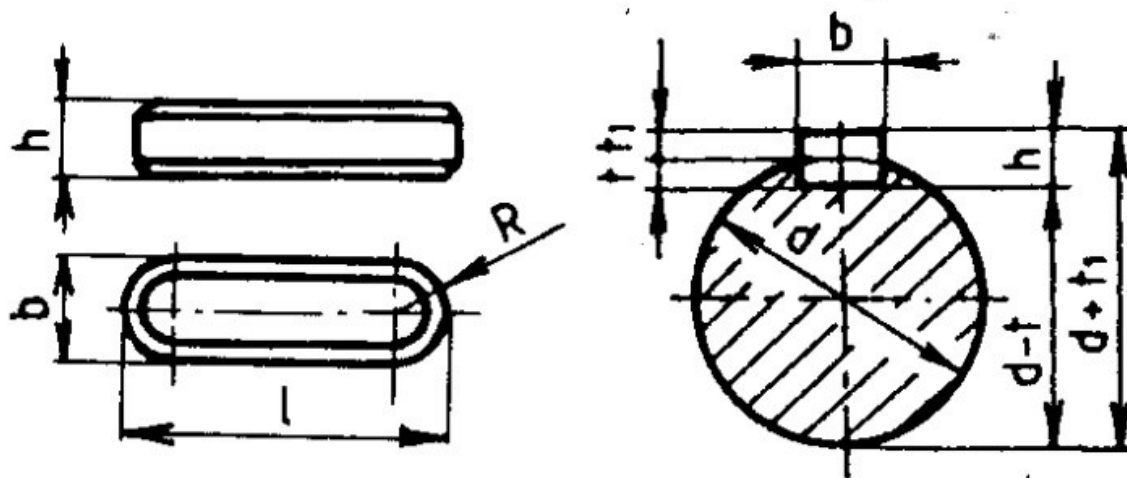
$$\tau = 4,2\ MPa \leq P_D$$

$$4,2 \leq 163,97 \dots \text{vyhovuje}$$

Totéž pero je na hřídelích planet ČSN 02 2562. Navrhuji pero 8e7x7x21. Toto pero je potřeba také zkontrolovat na otláčení a na střih. Jelikož jsou zde stejné vstupní hodnoty, proto jsou obdrženy také totožné výsledky.

Kontrola pera na otláčení

Schéma řezu k výpočtu je na obr. 8.3



Obr. 8.3 – schéma pera na hřídeli v řezu [1]

$$\sigma_D = 460 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 2,9 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_k}{d_1 \cdot t_1 \cdot l} \quad (8.11)$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot 22,22 \cdot 10^3}{30 \cdot 2,9 \cdot 21}$$

$$\sigma = 24,3 \text{ MPa} \leq \sigma_D$$

$$24,3 \leq 460 \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola pera na střih

$$\tau_D = 307 \text{ MPa}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l} \quad (8.12)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 22220}{30 \cdot 8 \cdot 20}$$

$$\tau = 9,3 \text{ MPa} \leq \tau_D$$

$$9,3 \leq 307 \dots \text{vyhovuje}$$

Hnací hřídele satelitů

Materiál hnacího hřídele volím ČSN 11 600 [1]

$$R_{e \text{ hna hři}} = 284 \text{ MPa}$$

Mez elasticity hnací hřídele

Dovolené napětí hnací poloosy

$$\tau_{\text{hna hři}} = \frac{R_{e \text{ hna hři}}}{\sqrt{3}} \quad (8.13)$$

$$\tau_{\text{hna hři}} = \frac{284}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{\text{hna hři}} = 163,97 \text{ MPa}$$

$$M_{k \text{ hna hři}} = 22,22 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroutící moment hnacího hřídele

Z důvodu dvou satelitu musí být kroutící moment podělen dvěma.

Minimální průměr hnacího hřídele

$$d_{\text{hna hři min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_A \cdot M_{k \text{ hna hři}}}{\pi \cdot \tau_{\text{hna hři dov}}}} \quad (8.14)$$

$$d_{\text{hna hři min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,25 \cdot \frac{22,22}{2} \cdot 10^3}{\pi \cdot 163,97}}$$

$$d_{\text{hna hři min}} = 7,56 \text{ mm}$$

Volím průměr $d_{\text{hna hři}} = 15 \text{ mm}$.

Kontrola hřídele na krut

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq P_D \quad (8.15)$$

$$\tau = \frac{22.22 \cdot 10^3}{W_k} = \frac{\frac{22.22}{2} \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 15^3}{16}}$$

$$\tau = 16,77 \text{ MPa} \leq P_D$$

$$16,77 \leq 163,97 \dots \text{vyhovuje}$$

Na hřídeli satelitu je také umístěno těsné pero podle normy ČSN 02 2562. Navrhuji pero 5e7x5x29.

Toto pero musí být také zkontrolováno na otláčení a na střih.

Kontrola pera na otláčení

Schéma řezu k výpočtu je na obr.

$$\sigma_D = 460 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 2,1 \text{ mm}$$

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$l = 28 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_k}{d_1 \cdot t_1 \cdot l} \quad (8.16)$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot \frac{22220}{2} \cdot 10^3}{15 \cdot 2,1 \cdot 29}$$

$$\sigma = 24,3 \text{ MPa} \leq \sigma_D$$

$$24,3 \leq 460 \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola pera na střih

$$\tau_D = 307 \text{ MPa}$$

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$l = 28 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l} \quad (8.17)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 22220}{30 \cdot 8 \cdot 20}$$

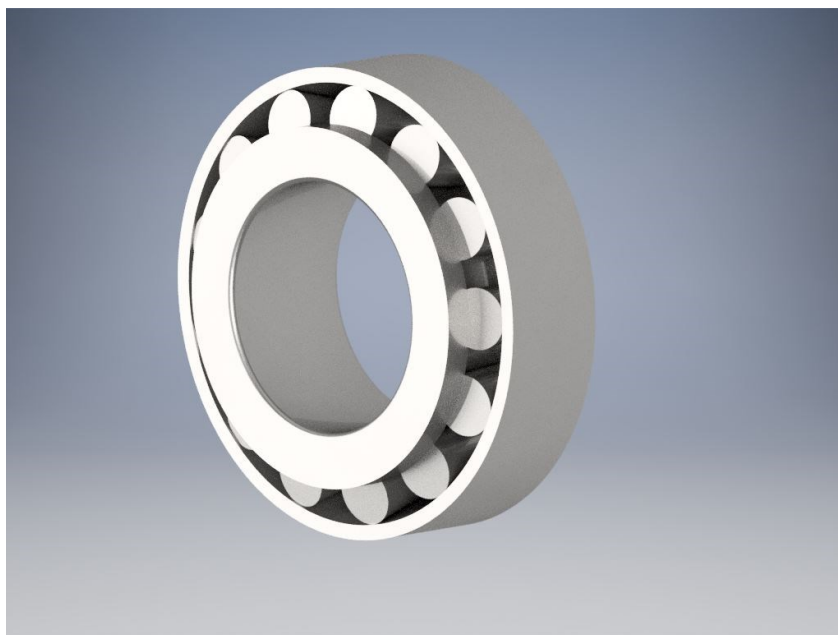
$$\tau = 10,6 \text{ MPa} \leq \tau_D$$

$$10,6 \leq 307 \dots \text{vyhovuje}$$

8.3 Návrh ložisek

Pastorek rozvodovky

Volím z obsahového centra Inventoru obr 9.1. Ložisko kuželíkové STN 02 4720. Toto ložisko má vnitřní průměr 30 mm jako navržená hřídel a vnější průměr 47 mm.



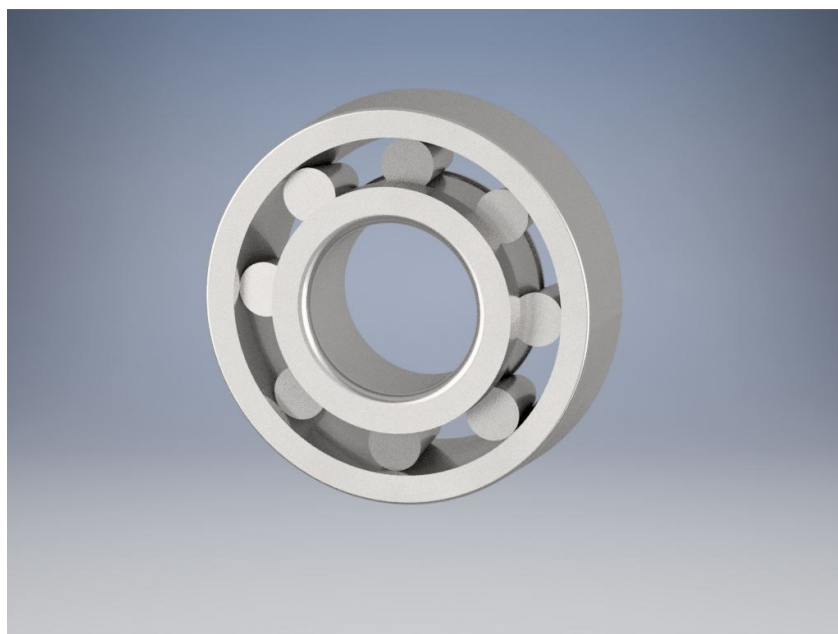
Obr. 9.1 – Ložisko kuželíkové STN 02 4720

Talířové kolo rozvodovky a klec diferenciálu

U klece diferenciálu je shodný průměr, protože planetové kolo se otáčí s talířovým kolem a proto volím totéž kuželíkové ložisko z obsahového centra Inventoru STN 02 4720. Zde budou potřebná daná ložiska dvě. Jedno bude použito ve spojení s talířovým kolem a další bude zapotřebí mezi hřídelí a klecí diferenciálu.

Satelite

Hřídelka o průměru 15mm je uložena v ložisku KSB 2027 obr. 9.2 o vnitřním průměru 15 mm, které je uložené v kleci diferenciálu.



Obr. 9.1 – Ložisko kuželíkové KSB 2027

9 Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem diferenciálu a tuhé nápravy čtyřkolky LINHAI Tornado 300. Pokud možno, jedním z cílů práce je snaha o zachování světlé výšky. Dále měla být v ideové rovině zpracována uzávěrka diferenciálu i s umístěním brzd. Dalším z cílů bylo provedení pevnostních výpočtů a napětových analýz. V neposlední řadě měla být zpracována výkresová dokumentace.

V úvodu diplomové práce je nejprve provedena rešerše zabývající se čtyřkolkami a jejich nejčastějším využitím. Následně je nastíněno, ve které motorové kategorii se čtyřkolky nachází a které zdvihové objemy spadají do kategorie L. V další části následuje seznámení s legislativou EU a jejími konkrétními bezpečnostními podmínkami.

Následuje popis čtyřkolky LINHAI Tornado 300 a seznámení s jejími parametry jako jsou její motorové specifikace, rozměry atd. Poté je podrobně rozveden popis diferenciálu, jejich rozdělení a funkce. Dále je proveden rozbor principu funkce uzávěrky diferenciálu. V neposlední řadě jsou prezentovány dostupné brzdové systémy, jejich rozdělení a další podrobné specifikace.

Práce se dále zabývá základními výpočty hlavního ozubení a výpočtem rozměrů diferenciálu, které pokračuje vlastním konstrukčním návrhem. V rámci práce je shrnuto kompletní řešení a popis návrhu diferenciálu a jeho částí jako jsou skříň, klec, planety a satelity. Také je v ideové rovině nastíněna uzávěrka diferenciálu a rozložení brzd. Řešena je také světlá výška a její posun. Následuje výpočet minimálních průměrů hřídelí, na které jsou umístěny zvolená ložiska. Dále je navržena uzávěrka a brzdový systém, které jsou řešeny v ideové rovině. Posledním návrhem této kapitoly je zvolení vhodného umístění současných ložisek.

V diplomové práci byly splněné všechny zadané body i s jejich náležitostmi. Pouze zachování světlé výšky nebylo dodrženo. Avšak světlá výška byla upravena pouze o 43 mm. Diferenciál navržený v rámci diplomové práce pomůže upravované čtyřkolce LINHAI Tornado 300, aby zatáčel plynule a bez smyku ve srovnání s původní variantou.

10 Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] LEINVEBER, J. – ŘASA, J. – VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] ŘEZNÍČEK, J. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*; ČVUT: Praha, 1970.
- [4] <http://eur-lex.europa.eu/> [online] [cit. 2018-01-30]
Dostupný z www: <<http://eur-lex.europa.eu/>>
- [5] <https://cs.wikipedia.org/> [online] [cit. 2018-01-30]
Dostupný z www: <<https://cs.wikipedia.org/>>
- [6] <https://www.linhai-atv.cz/> [online] [cit. 2018-03-03]
Dostupný z www: <<https://www.linhai-atv.cz/>>
- [7] <http://www.autorubik.sk/> [online] [cit. 2018-04-11]
Dostupný z www: <<http://www.autorubik.sk/>>
- [8] <http://www.autoservis-shake.cz/> [online] [cit. 2018-04-14]
Dostupný z www: <<http://www.autoservis-shake.cz/>>
- [9] <https://auto-pc.webnode.cz/> [online] [cit. 2018-04-14]
Dostupný z www: <<https://auto-pc.webnode.cz/>>
- [10] <https://www.automonti.cz/> [online] [cit. 2018-04-26]
Dostupný z www: <<https://www.automonti.cz/>>
- [11] <http://www.schroter.cz/> [online] [cit. 2018-04-29]
Dostupný z www: <<http://www.schroter.cz/>>
- [12] <http://kovotech.kvalitne.cz/> [online] [cit. 2018-04-30]
Dostupný z www: <<http://kovotech.kvalitne.cz/>>